

$$\begin{aligned}
D_{s1} &= A_{11} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_s^2) - A_{21} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_s^2); \\
D_{s2} &= A_{21} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_s^2) - A_{11} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_s^2); \\
D_{p1} &= A_{12} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_p^2) - A_{22} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_p^2); \\
D_{p2} &= A_{22} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_p^2) - A_{12} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_p^2).
\end{aligned}$$

Основное назначение РПМ — выполнение виброзащитных функций, одним из параметров которых является ослабление по одной из составляющих установившегося динамического отклика системы $\mu_p = A_u / A_g$, где A_u, A_g - амплитудное значение составляющих динамического отклика системы по координатам φ_u, φ_g соответственно.

Пусть решение системы имеет вид $\varphi_g = A_g \cos \omega_p t$, $\varphi_u = A_u \cos \omega_p t$.

Тогда
$$\mu_p = \frac{\pi_{03} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_p^2) + \pi_{01} \omega_p^2}{\pi_{01} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_p^2) - \pi_{03} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_p^2)}.$$

Зная параметры внешнего возмущения, определением границы значений коэффициентов гармонической линеаризации. позволит дать нижнюю и верхнюю оценки для ослабления по одной из составляющих установившегося динамического отклика крутильной механической системы, содержащей РПМ.

Список литературы: 1. А. с. 746138 (СССР). Упругая муфта / В. С. Гапонов.—Опубл. в Б. И., 1980, № 25, с. 173. 2. Гапонов В. С. Математическая модель редукторно-планетарной муфты (РПМ) с управляемым изменением жесткости.— Теория механизмов и машин, 1985, вып. 39, с. 90—96.

Поступила в редколлегию 14.08.2010

УДК 621.822.8.001.24

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук., НТУ «ХПИ», г. Харьков

О ВЛИЯНИИ ВЕЛИЧИНЫ ЗОНЫ НАГРУЖЕНИЯ РОЛИКО-ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РАБОТУ СЕПАРАТОРОВ

У статті досліджується вплив величини зони навантаження роликопідшипників важких режимів експлуатації на роботу сепараторів шляхом аналізу механізму передачі руху від тіл кочення до сепаратора і силової взаємодії сепараторів, що мають різне число гнізд, з базуючим кільцем підшипника. Показано, що на сепаратор діють сили роликів навантаженої і ненавантаженої зони підшипника

In the article influence of size of area of loading of the heavy modes of exploitation is probed on work of separators by the analysis of mechanism of passing to motion from the bodies of separator and power cooperation of separators which have a different number of nests, with the basing ring of bearing. It is shown that on separator forces of rollers of the loaded and unloaded area of bearing operate.

Постановка проблемы. Для роликоподшипников тяжелых режимов эксплуатации с радиальными ($F_r \geq 0,1 \dots 0,15C$) и осевыми ($F_a \leq 0,5F_r$, в отдельных случаях $F_r = F_a$) силами, вертикальным ускорением, достигающим $40 \dots 50g$, при $d \cdot n \leq 3 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ [1] показано [2], что неравномерное вращение сепаратора обусловлено преимущественно размером бокового зазора S_0 в гнездах. Для частного случая, когда угловой размер ψ зоны радиального нагружения подшипника совпадает с угловым размером φ между центрами Z_n нагруженных тел качения установлен факт отставания сепаратора от тел качения. Разница между средней угловой скоростью тел качения вокруг центра подшипника $\omega_{ст}$ и средней угловой скоростью сепаратора $\omega_{сс}$ увеличивается с ростом величины бокового зазора S_0 и уменьшением углового размера ψ зоны нагружения подшипника.

Цель работы состоит в определении $\omega_{сс}$ в общем случае, когда $\psi \neq \varphi$, что чаще всего встречается в реальных условиях эксплуатации подшипников.

Основная часть. Примем следующие допущения:

- все детали подшипника являются абсолютно твердыми телами;
- беговые дорожки колец имеют идеальную геометрию, а тела качения выполнены одинакового диаметра;
- перекосы колец и тел качения отсутствуют.

Вследствие трения тел качения по беговым дорожкам колец и сопротивления смазки угловая скорость $\omega_{ст}$ тел качения в зоне нагружения больше угловой скорости ω_t тел качения ненагруженной зоны, поэтому тела качения в ненагруженной зоне прижаты к задним по ходу вращения перемычкам сепаратора и тормозят его вращение. На рис. 1 показано взаимное расположение тел качения и сепаратора; на сепаратор действует сила $-N_a$ (активная сила со стороны набегающего ролика) и силы препятствующие его перемещению $-N_p$ (реактивные силы со стороны роликов), а также сила взаимодействия с базирующим кольцом $-N_R$ (реактивная сила со стороны внешнего кольца) и силы трения с базирующим кольцом $-T$, с роликом зоны нагружения T_{Na} , роликами ненагруженной зоны T_{Npi} . В этих условиях дифференциальное уравнение движения сепаратора имеет вид

$$I_c \ddot{\theta} + \frac{D_0}{2} \left[N_a(\theta) - \sum_{i=1}^{Z_n} N_{pi}(\theta) \right] - \frac{D_w}{2} \left[T_{Na}(\theta) + \sum_{i=1}^{Z_n} T_{Npi}(\theta) \right] - \frac{D_6}{2} \cdot T = 0. \quad (1)$$

Механизм передачи движения от тел качения к сепаратору иллюстрируется схемой, представленной на рис. 2, где позиции $a, б, в, г$ соответствуют случаю $\psi > \varphi$; позиции $д, е, ж$ – случаю $\psi = \varphi$; позиции $з, и, к, л$ – случаю $\psi < \varphi$.

Для случая $\psi > \varphi$ исходное состояние подшипника показано позицией a . В этом случае тела качения, которые тормозят перемещение сепаратора, располагаются как в ненагруженной так и нагруженной зонах подшипника, движение сепаратора согласно (1) замедляется на время, пока тело качения 2,

преодолев путь \bar{S}_o не надавит на переднюю по ходу движения перемычку сепаратора.

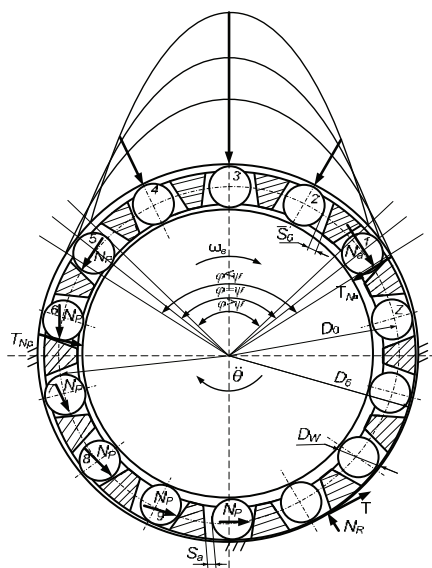


Рис. 1. Радиальной роликоподшипник с соотношением угловых зон φ и ψ .

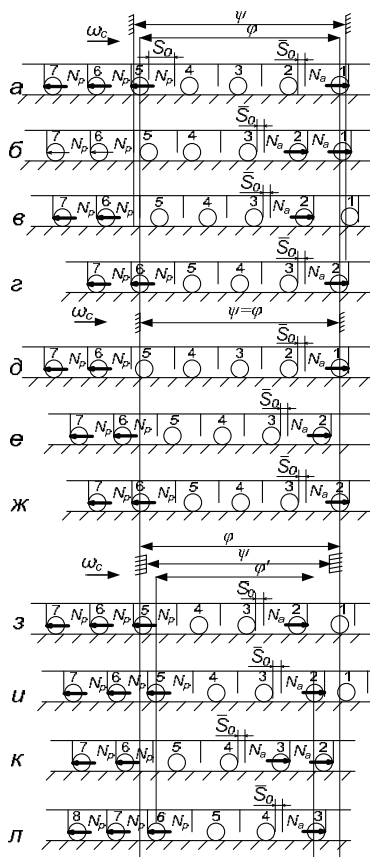


Рис. 2. Схематическое представление взаимодействия тел качения с перемычками сепаратора.

С этого момента времени тело 2 становится тягловым – перемещает сепаратор вместе с телом 1 (позиция б). Тело 5, ранее сопротивлявшееся перемещению сепаратора, по мере продвижения в зоне нагружения подшипника, согласно [3] увеличит свою скорость и отойдет от толкающей его задней перемычки сепаратора (позиция в). Тормозное воздействие на сепаратор оказывают тела качения, находящиеся вне зоны радиального нагружения подшипника, за счет сил трения скольжения по беговой дорожке наружного кольца. Перемещая сепаратор вместе с тормозными телами качения, тело 2 вводит тело б в зону радиального нагружения подшипника.

В результате резко увеличивается сопротивление перемещению сепаратора за счет сил трения скольжения тела 6 по беговым дорожкам наружного и внутреннего колец. Движение сепаратора замедляется (позиция г), поскольку тяговая способность тела 2 по мере приближения к границе зоны нагружения падает.

Для сравнения: в исходном состоянии для случая $\psi = \varphi$ (позиция д), когда справедливо соотношение (1), сепаратор замедляет свое движение вследствие потери тяговой способности тела 1, а тормозными останутся тела качения, находящиеся вне зоны радиального нагружения. Тело качения 5 под действием силы инерции войдет в зону радиального нагружения подшипника и с появлением сил сцепления на беговых дорожках колец начнет совершать качение, отойдя от задней перемычки сепаратора. После выхода из зоны нагружения тела 1 тяговым станет тело качения 2 (позиция е). Подойдя к границе зоны радиального нагружения, цикл передачи движения от тел качения к сепаратору повторится: тело 2 начнет терять свои тяговые способности, а тело 6 войдет в зону радиального нагружения под действием силы инерции и начнет совершать качение (позиция ж).

Случай $\psi < \varphi$ может рассматриваться как случай $\psi > \varphi'$; где φ' – угловой размер между центрами ($z_n - 1$) тел качения. Действительно, при $\psi < \varphi$ в некоторый произвольный момент времени, соответствующий позиции з, тело качения 1 находится вне зоны радиального нагружения подшипника и не является тяговым. Сила N_a , действующая со стороны тела 2 на сепаратор, перемещает тормозные тела 5...7, находящиеся вне зоны радиального нагружения подшипника. Принудительное перемещение тела 5 в зону радиального нагружения с помощью сепаратора вызовет резкое увеличение сопротивления его перемещению из-за появления сил трения скольжения тела 5 по беговым дорожкам колец. Достигнув исходного состояния (позиция и), когда справедливо соотношение (1), движение сепаратора замедлится. После передачи тягового усилия телу 3, сепаратор вместе с тормозными телами начнет ускоренное перемещение (позиция к) вплоть до нового исходного состояния подшипника (позиция л).

Отмеченное выше скольжение тел качения по беговым дорожкам колец в процессе их принудительного перемещения сепаратором в зону радиального нагружения подшипника для случая $\psi \neq \varphi$ подтверждается исследованиями кинематики подшипников в условиях эксплуатации [4,5]. В работе [5] показано, что угловой размер зоны проскальзывания роликов на входе в зону нагружения подшипника зависит от нагрузки на подшипник и скорости его вращения. Следовательно, угловой размер зоны радиального нагружения подшипника может быть представлен как:

$$\psi = \psi_k + \psi_c, \quad (2)$$

где ψ_k – угловой размер зоны радиального нагружения с качением роликов; ψ_c – угловой размер зоны радиального нагружения со скольжением роликов.

Определим среднюю угловую скорость вращения сепаратора с учетом влияния бокового зазора и скольжения тел качения. За время t_ψ :

$$t_{\psi} = \frac{\psi_k + \psi_c}{\omega_{ct}} = t_{\psi_k} + t_{\psi_c}, \quad (3)$$

$$\text{тела качения проходят путь: } S_T = \omega_{ct} \frac{D_0}{2} (t_{\psi_k} + t_{\psi_c}), \quad (4)$$

$$\text{а сепаратор: } S_c = \omega_{cc} \cdot \frac{D_0}{2} t_{\psi_k}, \quad (5)$$

$$\text{причем: } S_T - S_c = S_0 - \bar{S}_0, \quad (6)$$

где D_0 – диаметр центров тел качения.

Решая совместно (3) – (6) получим:

$$\omega_{cc} = \omega_{ct} \left[\left(1 + \frac{\psi_c}{\psi_k} \right) - \frac{2(S_0 - \bar{S}_0)}{D_0 \cdot \psi_k} \right]. \quad (7)$$

Анализ выражения (7) показывает, что в частном случае, когда $\psi = \varphi$ величина ω_{cc} имеет вид:

$$\omega_{cc} = \omega_{ct} \left(1 - \frac{2S_0}{D_0 \psi_k} \right) \quad (8)$$

Таким образом, на неравномерность движения сепаратора подшипника оказывает влияние не только величина бокового зазора S_0 и размер зоны радиального нагружения подшипника ψ , как утверждает в работе [2], но и соотношение углового размера ψ зоны радиального нагружения подшипника и углового размера φ между центрами тел качения, находящимися в зоне радиального нагружения. Наиболее благоприятный случай работы подшипника достигается при условии $\psi = \varphi$, когда отсутствует скольжение тел качения на входе и выходе из зоны радиального нагружения, что способствует наименьшему уровню нагружения конструкции сепаратора со стороны роликов.

С целью выяснения влияния соотношения угловых зон φ и ψ на силовое взаимодействие сепаратора с бортом базирующего внешнего кольца проведены сравнительные испытания роликоподшипников типа 2726 с опытными (16, 12, 10 8 гнезд) и типовым (14 гнезд) сепаратором, показанными на рис.3.

Испытания проводились на стенде, позволяющем моделировать работу подшипников букс пассажирских и грузовых вагонов, который представлен на рис.4.



Рис. 3 Типовой и опытные латунные сепараторы

К подшипнику, вращающемуся с частотой $n = 400 \text{ мин}^{-1}$ прикладывали радиальную силу $F_r = 35 \text{ кН}$ с зоной радиального нагружения $\psi = 155^\circ \dots 160^\circ$

и с помощью тензопреобразователей в бортах внешнего (неподвижного) кольца измеряли силу взаимодействия с сепаратором.

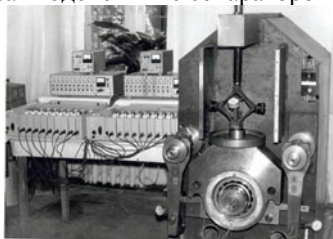


Рис. 4 Общий вид стенда для испытания роликоподшипников тяжелых режимов эксплуатации

Фрагмент записей динамических процессов взаимодействия сепараторов с различным числом гнезд и роликов показаны на рис. 5.

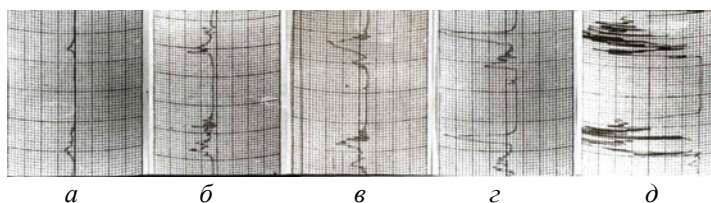


Рис. 5. Динамические процессы взаимодействия латунных сепараторов с бортами базировующего внешнего кольца: *а* – 16 гнезд; *б* – 14 гнезд; *в* – 12 гнезд; *г* – 10 гнезд; *д* – 8 гнезд;

Результаты тарировки теплопреобразователей, расчетов углов и сил приведены в таблице 1.

Таблица 1.

параметр	Число гнезд				
	16	14	12	10	8
Число тел качения зоны нагружения, Z_n	7	6	5	4	3
Угол, φ°	157,5	154,3	150	144	135
$\Delta = \psi^\circ - \varphi^\circ$	2,5	5,7	10	16	25
Сила давления сепаратора на борта, R (кН)	0,15	0,40	0,60	1,2	Не определенное значение

Анализ результатов эксперимента однозначно показывает на связь степени заполнения зоны радиального нагружения телами качения с нагруженностью сепаратора. Для величин зон радиального нагружения, характерных для букс грузовых и пассажирских вагонов [7], наилучшей по критерию силового взаимодействия сепаратора с базировующим внешним кольцом подшипника является конструкции сепаратора с 16^ю гнездами.

Выводы

1. Причинами неравномерности вращения сепаратора является не только,

боковые зазоры в гнездах, но и несоответствие углового размера зоны радиального нагружения подшипника с угловым размером между центрами нагруженных тел качения.

2. Наиболее благоприятной для эксплуатации подшипника является такая конструкция подшипникового узла, когда величина углового расстояния зоны нагружения подшипника кратна величине углового расстояния между центрами нагруженных тел качения.

3. Для известных распределений нагрузки между телами качения в цилиндрических роликоподшипниках типа 2726 букс грузовых и пассажирских вагонов наилучшей по критерию нагруженности сепаратора является его конструкция с 16^ю гнездами.

Список литературы: 1. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: справочник. –М.: Машиностроение, 1987. –387. 2. Андриевский В.Г., Гайдамака А.В., Шнырь С.М. Влияние зазоров в гнездах сепаратора на работу деталей подшипника качения // Науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 12. М., НИИНАвтопром. –1983. –с.3–9. 3. Спицын Н.А., Андриевский В.Г. Влияние радиальной нагрузки на усилия, действующие на сепаратор радиального подшипника // науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 8. М., НИИНАвтопром. –1980. –с.3–7. 4. Проскурина Ю.М. Проскальзывание тел качения в роликовом подшипнике // Вестник ВНИИЖТ. –1970. –№6. –с.41–44. 5. Лосев А.В. Силовое взаимодействие движущихся элементов цилиндрического роликового подшипника // Труды ВНИИЖТ. –1975. –Вып.540. –с.63–67. 6. А.С. 1444631 СССР, МКИ4 G01M13/04. Стенд для моделирования силового нагружения буксового роликоподшипника / В.А. Андриевский, А.В. Гайдамака (СССР). Оpubл. 15.12.88, Бюл. №46. –5с. 7. Вагоны / Л.А. Шадур, И.И. Челноков, Л.Н. Никольский, и др. Под ред Л.А. Шадура. –3-е изд., пер. и доп. –М.: Транспорт, 1980. –439с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.822.6

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук, проф.;
Ю.Д. МУЗИКІН, канд. техн. наук, проф.,
В.В. НЕМЧИК, асп., НТУ «ХПІ», м. Харків

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ З ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМОДИФІКАТОРІВ ТЕРТЯ В ПЛАСТИЧНОМУ МАСТИЛІ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ

В даній статті вибрано напрямок підвищення зносостійкості спряження «торець ролика – борт кільця» роликових підшипників. Вибрано метод фізичного моделювання із застосуванням математичного планування трьохфакторного експерименту для схеми вибору антифрикційної добавки до пластичного мастила ЛЗ-ЦНІІ. Розроблено пристрій та методика дослідження спряження «торець ролика – борт кільця». Вибрано критерій оптимізації – коефіцієнт тертя і дослідні фактори – сила взаємодії торця ролика та борта сегменту кільця підшипника, частота обертання ролика, кількість антифрикційної добавки у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНІІ. Вперше отримана регресійна формула інтенсивності зносу торця ролика циліндричного підшипника.